

УДК 621.855

**П.Н. КАЛИНИН**, к.т.н., Харьков, НТУ «ХПИ», **Л.В.КУРМАЗ**, к.т.н.,  
 Политехника Свентокшистская в Кельцах (Польша)

## НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЕРЕДАЧ ЗАЦЕПЛЕНИЯ С ПРИВОДНОЙ РОЛИКОВОЙ ЦЕПЬЮ

*Questions of designing drive roller chain transfers are discussed. The review of existing design dependences is resulted, their analysis is given and the opportunity of improvement of design dependence is shown.*

Эффективность проектирования механических передач существенно зависит от качественного построения проектной зависимости, которая, во-первых, не должна быть громоздкой, а, во-вторых, должна быть как можно более точной и быстрее привести к решению. Грубый выбор параметров на этапе проектного расчета приводит к большому количеству уточняющих проверочных расчетов. Особенно важными являются эти вопросы для студентов, которые, не обладая достаточным опытом проектирования, изучают механические передачи и выполняют их расчеты.

В таблице 1 представлены некоторые проектные зависимости, которые рекомендованы для проектирования приводных втулочно-роликовых цепных передач. Внешний анализ этих проектных зависимостей показывает, что наиболее привлекательной и простой является зависимость (6). Для оценки точности этой зависимости рассмотрим пример проектирования приводной цепной роликовой передачи при следующих исходных данных:  $N_1 = 10 \text{ кВт}$ ;  $n_1 = 85 \text{ об/мин}$ ;  $u = 4$ ;  $L_n = 7000 \text{ час}$ . Рассмотрим три типовых режима нагружения передачи – постоянный, тяжелый и средний нормальный.

Таблица 1 Проектные зависимости для расчета приводных роликовых цепных передач

Ис- точ- ник	Проектная зависимость	Пояснения к формуле
--------------------	-----------------------	---------------------

[1], [2]	$t = 280 \sqrt[3]{\frac{NK_{\text{э}}}{z_1 n_1 K_m [p]'}} \quad (1)$	$N$ - передаваемая мощность, кВт; $K_{\text{э}}$ - эксплуатационный коэффициент; $z_1, n_1$ - число зубьев и частота вращения ведущей звездочки; $K_m$ - коэффициент рядности; $[p]' = f_1(t, n_1)_{n_1 \leq 2800; t=12, 7 \dots 50, 8}$ - допускаемое удельное давление в шарнире, $\text{кг/мм}^2$ (табл.5, с.259 [1]).
[3]	$t = 60 \sqrt[3]{\frac{PK_{\text{д}}}{z_1 n_1 K_m [p]}} \quad (2)$	$P$ - передаваемая мощность, Вт; $K_{\text{д}}$ - коэффициент динамичности нагрузки; $[p] = f_2(t, n_1)_{n_1 \leq 2800; t=12, 7 \dots 50, 8}$ - допускаемое давление, $\text{МПа}$ (табл.18.4 [3])
[4]	$t = f(F_{2t}) \quad (3)$ $f(F_2)$ - табл.10, с.101[4]	$F_2 = \frac{6250 K_{\text{э}} N}{K_v K_h} \sqrt[3]{\frac{z_1 u^2}{A_0 \sqrt{n_1}}}$ --- геометрическая характеристика цепи; $A_0$ - предварительное межзосевое расстояние; $K_v, K_L$ - поправочные коэффициенты на скорость и срок службы.
[5]	$t \geq 30, 5 \sqrt[3]{NK_{v(v)} / (n_1 K_m)} \quad \dots (4)$	$K_v = 10 \sqrt[3]{n_1 / 10}$ - коэффициент, учитывающий влияние $n_1$ на усталостную прочность пластины для средне- и низкоскоростных передач; $K_v = \sqrt[3]{(n_1 / 10)^2}$ - коэффициент, учитывающий влияние $n_1$ на износостойкость шарниров для скоростных передач
[6]	$t = 60 \sqrt[3]{PK_{\text{д}} K_{\text{п}} / (z_1 z_2 n_1 [p])} \quad (5)$	$K_{\text{п}} / z_{\text{л}} = K_m$ ; $K_{\text{д}}$ - коэффициент динамичности нагружения; $[p] = f_2(t, n_1)_{n_1 \leq 1200; t=12, 7 \dots 38, 1}$ - табл.11.2 [6]
[7]	$p = 13 \sqrt[3]{T_1 / z_1} \quad \dots (6)$	$T_1$ - вращающий момент на валу ведущей звездочки, $\text{Нм}$
[8]	$p_{\text{ц}} = f([P_p], n_1)_{p_p < [P_p]} \quad \dots (7)$	$[P_p]$ - допускаемая мощность; $f([P_p], n_1)_{n_1=50 \dots 1600}$ - таблица 13.4 [8]; $P_p = P_1 K_{\text{э}} K_z K_n$ - расчетная мощность; $K_z = 25 / z_1$ ; $K_n = n_{01} / n_1$ ;
[9]	$t = 183 \sqrt[3]{\frac{NK_{\text{э}} 10}{S_t z_1 n_1 K_m [p]}} \quad \dots (8)$	$S_t \approx 0, 28$ ; $[p] = f_1(t, n_1)_{n_1 \leq 2800; t=12, 7 \dots 50, 8}$ - табл.2.28 [9]

\*) – В приведенных формулах имеются некоторые отступления от формул первоисточника в плане придания им одинаковых обозначений.

Таблица 2. Результаты проектирования роликовой цепи по [7]

Ш аг	Ряд ност	$\Delta_u$
		Режим нагружения

цепи $t$ , мм	ь цепи	Постоянный	Тяжелый	Средний нормальный
50,8	1	68,3	74,7	81,0
44,45	1	52,7	62,2	71,6
38,1	1	24,9	40,0	55,0
31,75	1	-29,7	-3,8	22,2
31,75	2	23,7	39,0	
25,4	1			-52
25,4	2			10,6
25,4	3	-1,3	19	
25,4	4	15,6		

Выбираем число зубьев ведущей звездочки  $z_1 = 21$  и, используя (6), определяем начальное значение шага цепи  $t_0 = 13\sqrt[3]{1123,5/21} = 49,0 \text{ мм}$ . Удовлетворение основному критерию работоспособности цепи, а именно, критерию износостойкости  $p_u \leq [p]_u$ , позволяет для разных режимов работы рекомендовать к использованию цепи 4ПР-25,4-22800 ГОСТ 13568-75, 3ПР-25,4-17100 ГОСТ 13568-75, 2ПР-25,4-11400 ГОСТ 13568-75. В качестве критерия отбора цепи выбрано условие, что недогрузка шарниров цепи не должна превышать 20% т.е.

$$0 \leq \Delta_u = ([p]_u - p_u) / [p]_u \cdot 100 \leq 20 \quad (9)$$

Динамика проектирования цепной передачи для разных типовых режимов нагружения представлена в таблице 2.

Как видно из таблицы 2, в зависимости от выбранного режима нагружения, количество анализируемых цепей колеблется от 6 до 7. Такое большое количество проверяемых цепей свидетельствует, скорее всего, о неточном первом приближении, т.е. недостаточной точности проектной зависимости (6), и, естественно, возникает задача построения более точной проектной зависимости.

Если записать условие износостойкости цепи в виде ограничения давления в шарнирах  $p_u$ :

$$p_u = F_{\text{ш}} / A \leq [p]_u \quad (10)$$

где  $F$  - расчетное окружное усилие;  $A$  - диаметральная проекция опорной поверхности шарнира.

Принимая во внимание, что  $A = A_1 \cdot K_m$ ,  $A_1 = bd \approx (0,25...0,28)t^2$ ,  $F_{\text{ш}} = 2T_{1p} / d_1$ ,  $d_1 = \pi z_1 t$  можно переписать (10) в виде

$$p_u = \frac{2\pi T_{1p} \cdot 10^3}{(0,25...0,28)z_1 t^3 K_m} = (25,13...22,44) \frac{T_{1p} \cdot 10^3}{z_1 t^3 K_m} \leq [p]_u \quad (11)$$

Из (11) получаем

$$t \geq \sqrt[3]{(25,13...22,44) \frac{T_{1p} \cdot 10^3}{z_1 [p]_u K_m}} = (29,3...28,2) \sqrt[3]{\frac{T_{1p}}{z_1 [p]_u K_m}} \quad (12)$$

Если положить  $[p]_{\text{ш}} = 10 \text{ МПа}$ ,  $K_m = 1$ ,  $T_{1p} = T_{1н}$ , то из (12) получаем  $t \approx (13,6...13,1) \sqrt[3]{T_{1н} / z_1}$ , которая практически совпадает с (6).

Отметим, что допускаемое давление  $[p]_u$ , гарантирующее равномерный во времени износ шарниров звеньев цепи передачи, оценивают по формуле [3,5,6]

$$[p]_u = [p]_{\text{ш}} K_{\text{ш}} - 2p_{\text{ц}}, \quad (13)$$

где  $p_{\text{ц}} = F_{\text{ц}} / A$  — давление на шарнир от центробежной силы;

$K_{уб}$  – поправочный коэффициент, который учитывает отличия условий эксплуатации и параметров рассчитываемой передачи от базовой (эталонной) передачи, для которой экспериментально определено значение допускаемого давления  $[p]_{уб}$  [3-7].

Учитывая, что значение центробежной силы зависит от шага цепи, который в начале процесса проектирования не известен, принимаем

$$[p]_u \approx [p]_{u0} = [p]_{уб} K_{уб} = 267 K_{уб} \leq 40 \text{ МПа}$$

(14)

и строим проектную формулу для расчета приводных цепных роликовых

передач в виде

$$t \geq (46...44) \sqrt[3]{\frac{T_{1p}}{z_1 K_{уб}}}, \quad (15)$$

при ограничении значения поправочного коэффициента  $K_{уб} \leq 0,15$ .

Расчетное значение крутящего момента  $T_{1p}$  определяем с учетом коэффициента динамичности  $K_d$  и коэффициента интенсивности нагружения  $K_E$ :

$$T_{1p} = T_{1н} K_d K_E \quad (16)$$

Как видно из таблицы 3, использование в качестве проектной формулы зависимости (15), для рассматриваемого примера, позволяет значительно сократить количество анализируемых вариантов, да и полученные варианты цепей являются более качественными. Следовательно, можно считать зависимость (15) более предпочтительной.

Отметим, что полученные результаты напрямую связаны с принятым критерием (9). При изменении критериев можно получить другие варианты цепей. К слову, следуя рекомендации, что «во всех случаях предпочтение следует отдавать однорядной цепи» [4], перед принятием решения о применении многорядных цепей можно изменить способ смазки или параметры цепи, например, число зубьев ведущей звездочки  $z_1$ .

Таблица 3 Результаты проектирования роликовой цепи по (15)

Шаг цепи $t$ , мм	Рядности цепи	$\Delta_u$		
		Режим нагружения		
		Постоянный	Тяжелый	Средний нормальный
		$t_0 = 33,7$ мм	$t_0 = 31,3$ мм	$t_0 = 28,4$ мм
38,1	1	29,7		
31,75	1	-21,5	2,8	27,0
31,75	2	28,5		
25,4	1			-42
25,4	2			16,3
25,4	3	5,1		

При выборе числа зубьев  $z_1$  ведущей звездочки можно руководствоваться следующими соображениями:

- При повышенных требованиях к плавности и шуму передачи  $3a_t / (u - 1) > z_1 = 29 - 2u \geq z_{1\min}$ , где  $a_t$  - предварительное межосевое расстояние, выраженное в шагах.
- Для приводных цепных передач обычного исполнения рекомендовано:  $z_{1\min} = 21 \dots 23$  – для быстроходных передач (скорость цепи

$V = 6...25 \text{ м/с}$  ;  $z_{1\min} = 17...19$  – для среднескоростных ( $V = 2...6 \text{ м/с}$ );  $z_{1\min} = 13...15$  – для тихоходных  $V < 2 \text{ м/с}$ .

– Значение  $z_1$  желательно выбирать нечетным, т.к. это при четном числе звеньев цепи способствует более равномерному изнашиванию цепи.

– Для передач, к которым не предъявляют особых требований по точности, целесообразно для повышения ресурса цепи выбирать  $z_1 < 200k_t / (u\delta_m)$ , где  $\delta_m = \Delta t_m / t$  – максимальное допускаемое значение относительного увеличения шага цепи;  $k_t$  – коэффициент высоты зуба: для звездочек по ГОСТ 592-81 рекомендовано  $k_t = 0,65...0,75$ ; для звездочек по ГОСТ 591-69 рекомендовано  $k_t$  уменьшать на 20-35% [4].

Представляется, что поднятые вопросы оптимизации проектных зависимостей приводных роликовых цепных передач позволят повысить эффективность проектирования цепей и качество полученных решений.

**Список литературы:** 1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет деталей машин на прочность: Справочник–М.: Машиностроение, 1979. -702с. 2. Решетов Д.Н. *Детали машин.* - М.: Машиностроение, изд. 4. 1989-496с. 3. Иоселевич Г.Б. *Детали машин.* - М.: Машиностроение. 1988. -367с. 4. Готовцев А.А., Котенок И.П. *Проектирование цепных передач. Справочник.* - М.: Машиностроение. 1982. -336с. 5. *Расчет и проектирование деталей машин.* Под ред. Столбина Г.Б., Жукова К.П. М.: Высш. шк. 1978. 6. Заблонський К.І. *Деталі машин.* - Одеса: Астро-Принт. 1999. -404с. 7. Павлице В.Т. *Основи конструювання та розрахунків деталей машин.* - Львів: Афіша. 2003. -560с. 8. Иванов М.Н. *Детали машин.* - М.: Высш. шк. 2000. -383с. 9. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. *Расчет и проектирование деталей машин.* - Харьков: Основа. 1991.- 276с.